= НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ =

УДК 621.039

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ ТРУБНЫХ СИСТЕМ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ДЛЯ ОБОСНОВАНИЯ ИХ ВИБРОПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА

© 2020 г. Т. Н. Фесенко^{1,*}, С. А. Корецкий², Л. И. Шитова¹

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия ² Научно-исследовательский и конструкторский институт энерготехники им. Н.А. Доллежаля, Москва, Россия *e-mail: 1-fesenko@yandex.ru

> Поступила в редакцию 05.06.2019 г. Принята к публикации 29.05.2020 г.

Рассмотрена математическая модель вибраций пучка упругих труб в поперечном потоке, которая применима для прогнозирования отклика элементов трубного пучка при воздействии на него вихревого и гидроупругого механизмов возбуждения с учетом промежуточных опор, поставленных с зазорами относительно трубных элементов (наличие зазоров необходимое условие реализации сборки конструкции). При учете соударения труб с промежуточными опорами принята модель косого удара с нормальной и тангенциальной составляющими силы реакции опор. Данная математическая модель реализована в среде программирования Matlab и выполнен расчет параметров вынужденных колебаний (частотный состав, среднеквадратичные значения (СКЗ) виброперемещений и виброускорений) трубной модели парогенератора. Исследованы их зависимости от конструкционных и эксплуатационных характеристик.

Ключевые слова: вынужденные колебания, поперечный поток, гидродинамические силы, промежуточные опоры, контактные нагрузки, среднеквадратическое отклонение, частоты, временные реализации, частотный спектр **DOI:** 10.31857/S0235711920050053

Одной причиной отказов парогенераторов, а также различных теплообменных аппаратов является гидродинамически возбуждаемые вибрации теплообменных труб. как следствие, связанные с ними виброизнос в узлах контакта труба – дистанционирующая решетка. Поэтому исследование вибраций труб является неотъемлемой частью проектирования парогенераторов. Полномасштабные экспериментальные исследования трудоемки, поэтому актуальна задача создания математических моделей и программных средств, позволяющих автоматизировать процессы моделирования и анализа гидродинамических возбуждаемых вибраций трубных пучков. В статье на основе представленной математической модели определены функции перемещений, скоростей, ускорений труб и их среднеквадратичные значения и исследованы их зависимости от конструкционных и эксплуатационных параметров. Показана возможность определения и исследования характеристик контактного взаимодействия труб пучка и дистанционирующей решетки (ДР) (пути скольжения в зазоре, нормальные и тангенциальные силы). Данные характеристики являются важными для определения виброизноса труб в местах их контакта с решетками и прогнозирования ресурса трубной системы.

Рассмотрим в общем виде математическую модель вибраций трубных пучков в поперечном потоке.



Рис. 1. Расчетная схема.

В практике проектирования парогенераторов существуют многие проблемы, относящиеся к пониманию и моделированию взаимодействия потока и труб, сложности структуры их обтекания, что, в общем, не позволяет получить точных данных как о возбуждающих гидродинамических силах и их распределении, так и о гидродинамическом демпфировании. Математические модели описания нагрузок строятся с учетом накопленных за многие годы исследований экспериментальных и теоретических данных, представленных в литературе [1, 2].

Пучок 1, ..., k, подвергающийся действию поперечного потока, показан на рис. 1. Оси труб параллельны оси Z, центры труб находятся на оси Y, поток параллелен оси X; T_x , T_y – шаг трубных рядов в X и Y направлениях; L – длина трубки; γ_{ij} и R_{ij} полярные координаты центра j-го профиля в i-й системе координат (описывают взаимное расположения трубок, будут использованы далее для нахождения гидродинамического взаимодействия между трубами). Переменные, связанные с движением труб в направлении X, следующие: изгибная жесткость $E_i J_i$, погонная масса $\rho_i F_i$, коэффициент демпфирования ε_i и смещение W_i . Уравнение движения i-й трубы в направлении X будет

$$E_i J_i \frac{\partial^4 W_i}{\partial z^4} + 2\varepsilon_i \rho_i F_i \frac{\partial W_i}{\partial t} + \rho_i F_i \frac{\partial^2 W_i}{\partial t^2} = g_i + \sum_{l=1}^N R_{ll}^X(t) \delta(z - z_l), \quad i = 1, \dots, k,$$
(1)

где R_{il}^X — проекция на ось X реакции упругого ограничителя для *i*-й трубы, g_i — гидродинамическая сила на единицу длины трубки.

Подобно этому, уравнение движения в направлении У будет

$$E_i J_i \frac{\partial^4 U_i}{\partial z^4} + 2e_i \rho_i F_i \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho_i F_i \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} = f_i + \sum_{l=1}^N R_{il}^Y(t) \delta(z - z_l),$$
(2)

где $E_i J_i$, e_i , U_i , f_i – есть изгибная жесткость, коэффициент демпфирования, смещение и гидродинамическая сила на единицу длины в направлении *Y*; R_{il}^Y – проекция на ось *Y* реакции упругого ограничителя для *i*-й трубы.

При воздействии поперечного потока на трубы будем учитывать вихревой и гидроупругий механизмы возбуждения, тогда внешние силы, действующие на структурный элемент, будут включать силу инерции, подъемную силу, силу лобового сопротивления, гидроупругую силу и силу гидродинамического демпфирования

$$g_i = g_i^{\mu} + g_i^{\pi} + g_i^{y} + g_i^{h}, \quad f_i = f_i^{\mu} + f_i^{\pi} + f_i^{y} + f_i^{h}.$$

Одна из основных проблем при расчете отклика трубного ряда на действие поперечного потока состоит в определении этих силовых компонентов. Описание нагрузок принимается с учетом данных работ [2–4]. Следуя этим работам, силы инерции можно записать следующим образом

$$g_{i}^{\mathsf{W}} = -M' \left(\sum_{j=1}^{k} \beta_{ij} \frac{\partial^{2} W_{j}}{\partial t^{2}} + \sum_{j=1}^{k} \alpha_{ij}' \frac{\partial^{2} U_{j}}{\partial t^{2}} \right),$$

$$f_{i}^{\mathsf{W}} = -M' \left(\sum_{j=1}^{k} \infty_{ij} \frac{\partial^{2} U_{j}}{\partial t^{2}} + \sum_{j=1}^{k} \beta_{ij}' \frac{\partial^{2} W_{j}}{\partial t^{2}} \right),$$
(3)

где M' — масса жидкости, вытесненная трубой, ∞_{ij} , β_{ij} — коэффициенты присоединенной массы. Подъемная сила, действующая на *i*-ю трубу, будет

$$f_i^n = 0.5 \rho_1 V^2 dC_y \sin(\omega_s t - \psi_i^n),$$
 (4)

где ψ_i^n – описывает фазовую зависимость для труб; ρ_1 – плотность жидкости; V – скорость потока; C_y – коэффициент подъемной силы; ω_s – частота вихреобразования, описываемая как

$$\omega_s = 2\pi \operatorname{Sh} V/d. \tag{5}$$

Многочисленные исследования показали, что для пучков труб величина числа Струхаля зависит от шага решетки [1].

Сила лобового сопротивления, действующая на трубу

$$g_i^{\pi} = 0.5 \rho_1 V^2 dC_x [1 + \beta_i \sin(2\omega_s t + \psi_i^{\pi})],$$
(6)

где ψ_i^{π} – фазовый угол; β_i – малая величина; C_x – коэффициент лобового сопротивления.

Смещение трубы из равновесного положения в трубном ряду изменяет поле скоростей жидкости, в результате чего индуцируются добавочные силы жидкости. Эти силы аналитически описал Р.Д. Блевинс в работе [4]. В общем виде их можно записать

$$g_{i}^{y} = 0.5\rho_{1}V^{2} \left(\sum_{j=1}^{k} \mu_{ij}^{*}U_{j} + \sum_{j=1}^{k} \nu_{ij}^{*}W_{j} \right),$$

$$f_{i}^{y} = 0.5\rho_{1}V^{2} \left(\sum_{j=1}^{k} \nu_{ij}U_{j} + \sum_{j=1}^{k} \mu_{ij}W_{j} \right),$$
(7)

где μ_{ij} , μ'_{ij} , ν'_{ij} , ν_{ij} – коэффициенты гидроупругих сил, зависящие от взаимного расположения труб.

Гидродинамическое демпфирование, связанное с трубным рядом, подвергающимся действию поперечного потока, можно описать как

$$g_{i}^{h} = -\rho_{1}V\left(\sum_{j=1}^{k}\sigma_{ij}^{'}\dot{U}_{j} + \sum_{j=1}^{k}\tau_{ij}^{'}\dot{W}_{j}\right),$$

$$f_{i}^{h} = -\rho_{1}V\left(\sum_{j=1}^{k}\sigma_{ij}\dot{U}_{j} + \sum_{j=1}^{k}\tau_{ij}\dot{W}_{j}\right),$$
(8)

где точками сверху обозначено дифференцирование по времени, σ'_{ij}, σ_{ij}, τ'_{ij}, τ_{ij} – коэффициенты гидродинамического демпфирования.

С учетом соотношений (3)-(8), уравнения (1) и (2) примут вид

$$E_{i}J_{i}\frac{\partial^{4}W_{i}}{\partial z^{4}} + 2\varepsilon_{i}\rho_{i}F_{i}\frac{\partial W_{i}}{\partial t} + \rho_{i}F_{i}\frac{\partial^{2}W_{i}}{\partial t^{2}} + M'\left(\sum_{j=1}^{k}\beta_{ij}\frac{\partial^{2}W_{j}}{\partial t^{2}} + \sum_{j=1}^{k}\alpha_{ij}\frac{\partial^{2}U_{j}}{\partial t^{2}}\right) - 0.5\rho_{1}V^{2}\left(\sum_{j=1}^{k}\mu_{ij}U_{j} + \sum_{j=1}^{k}\nu_{ij}W_{j}\right) + \rho_{1}V\left(\sum_{j=1}^{k}\sigma_{ij}U_{j} + \sum_{j=1}^{k}\tau_{ij}W_{j}\right) =$$
(9)
$$= 0.5\rho_{1}V^{2}dC_{x}[1 + \beta_{i}\sin(2\omega_{s}t + \psi_{i}^{n})] + \sum_{l=1}^{N}R_{ll}^{X}(t)\delta(z - z_{l}),$$
$$E_{i}J_{i}\frac{\partial^{4}U_{i}}{\partial z^{4}} + 2\varepsilon_{i}\rho_{i}F_{i}\frac{\partial U_{i}}{\partial t} + \rho_{i}F_{i}\frac{\partial^{2}U_{i}}{\partial t^{2}} + M'\left(\sum_{j=1}^{k}\alpha_{ij}\frac{\partial^{2}U_{j}}{\partial t^{2}} + \sum_{j=1}^{k}\beta_{ij}\frac{\partial^{2}W_{j}}{\partial t^{2}}\right) - 0.5\rho_{1}V^{2}\left(\sum_{j=1}^{k}\mu_{ij}U_{j} + \sum_{j=1}^{k}\nu_{ij}W_{j}\right) + \rho_{1}V\left(\sum_{j=1}^{k}\sigma_{ij}U_{j} + \sum_{j=1}^{k}\tau_{ij}W_{j}\right) =$$
(10)
$$= 0.5\rho_{1}V^{2}dC_{y}\sin(\omega_{s}t + \psi_{i}^{\Pi}) + \sum_{l=1}^{N}R_{ll}^{Y}(t)\delta(z - z_{l}).$$

Соотношения (9), (10) являются общими уравнениями движения для трубных пучков, подвергающихся действию поперечного потока. С помощью этих уравнений можно анализировать вибрации и устойчивость различных трубных пучков. Определение коэффициентов гидродинамических связей подробно рассмотрено в [3, 4].

В трубных пучках трубы дистанционируются решетками, поставленными с зазорами. Вибрации системы с конструкционной нелинейностью имеют особенности по сравнению с линейной. Промежуточные опоры в уравнениях колебаний трубных пучков (9), (10) вводятся как импульсные силы через функцию Хевисайда.

Элементы трубного пучка совершают орбитальные движения и модель прямого удара для них не приемлема, поэтому при учете соударения труб с кольцевыми ограничителями принята модель косого удара с нормальной и тангенциальной составляющими силы реакции опор [3, 5].

При описании контактного взаимодействия в нормальном направлении диссипация энергии при ударе не учитывается и выражение для нормальных сил принимается в виде

$$R_{N}^{il}(t) = -C[r_{il}(t) - \delta_{il}]\eta[r_{il}(t) - \delta_{il}], \qquad (11)$$

где $r_{il}(t)$ – радиальное перемещение трубы в *l*-й опоре; δ_{il} – зазор в *l*-й опоре; $\eta[r_{il}(t) - \delta_{il}]$ – функция Хевисайда; *C* – жесткость ограничителей, принимаемая порядка $10^5 - 10^6$ н/м.

Для расчета тангенциальных сил косого удара использована гипотеза сухого трения, т.е. тангенциальная сила связана с нормальной силой и направлена против движения

$$R_{\tau}^{il} = f_t R_N^{il}, \tag{12}$$

где f_t – коэффициент сухого трения принимается равным 0.2 [5, 6].

Полная реакция для *i*-й трубы в *l*-й промежуточной опоре определяется геометрическим суммированием сил $\vec{R}_{il} = \vec{R}_N^{il} + \vec{R}_{\tau}^{il}$.



Рис. 2. Общий вид трубного пучка (стрелками на рисунке показаны места подвода и отвода натрия).

Выражения для проекции реакций опор на оси *X*, *Y* в уравнениях (9) и (10) принимают вид [6]

$$R_{il}^{X}(t) = -C [r_{il}(t) - \delta_{il}] (\cos \varphi - f_{t} \sin \varphi) \eta [r_{il}(t) - \delta_{il}],$$

$$R_{il}^{Y}(t) = -C [r_{il}(t) - \delta_{il}] (\sin \varphi + f_{t} \cos \varphi) \eta [r_{il}(t) - \delta_{il}],$$
(13)

где ф – фазовый угол.

При численной реализации задачи интегрирование дифференциальных уравнений (9), (10) проводится с учетом выражения (13). Уравнения (9) и (10) можно записать как одно уравнение в матричном виде

$$[M]{S} + [C]{S} + [K]{S} = {F},$$
(14)

где [M], [C], [K] — матрицы масс, демпфирования и жесткости соответственно; $\{S\}$, $\{F\}$ — векторы смещения и внешней нагрузки. Матрицы [M], [C], [K] имеют размерность $2k \times 2k$, k — количество трубок.

Для определения динамического отклика трубного ряда необходимо численно решить 2*k* систем дифференциальных уравнений относительно обобщенных координат. Для решения динамической задачи (14) использовался метод пошагового интегрирования Вильсона, т.к. этот метод можно использовать для произвольной структуры элементов с физическими и геометрическими нелинейностями.

Представленная математическая модель вибраций трубных систем в поперечном потоке жидкости позволяет прогнозировать их амплитудно-частотные характеристики с учетом реального дистанционирования и параметры контактного взаимодействия труб с дистанционирующими решетками (путь и скорость скольжения, контактные силы, траектории движения труб в опоре). Данная математическая модель была применена для исследования трубной модели парогенератора. Исследуемый парогенератор (ПГ) является прямотрубным прямоточным парогенератором. Схема трубного пучка представлена на рис. 2.

При расчете учтено поперечное обтекание в зоне подвода (вход теплоносителя) и в зоне отвода (выход теплоносителя) пучка.

Для дистанционирования труб в пучке используется система из девяти решеток трех типов (рис. 2), а также двух трубных досок. В расчетной модели трубные доски заменены на шарнирное опирание труб. При расчете вибрационных характеристик пучка крайне важны условия дистанционирования труб. Т.к. в ПГ используются разные типы дистанционирующих решеток, необходимо рассмотреть все возможные для данной конструкции варианты дистанционирования труб.

Целью проведенных численных экспериментов было определение для труб пучка: максимальных значений суммарных перемещений; максимальных значений суммарных скоростей; максимальных значений суммарных ускорений; СКЗ от перемещений по оси *X*; СКЗ от перемещений по оси *Y*; СКЗ от суммарных перемещений; СКЗ от суммарных скоростей; СКЗ от суммарных ускорений; частотный состав отклика.

Проведено исследование данных параметров в зависимости от скорости набегающего потока и величины зазоров в дистанционирующих решетках для характерных типов положения труб в пучке, с учетом разных толщин стенок труб и расположения дистанционирующих решеток.

В исследованиях использовались следующие гипотезы: 1) присутствует существенное взаимодействие лишь между ближайшими трубами пучка. Это свойство близкодействия гидродинамических связей. В используемых на практике больших пучках, обычно, можно выделить систему, состоящую из 4, ..., 7 труб, которые являются ближайшими соседними с k-й трубкой; 2) в поперечном сечении реальных пучков часто имеет место сдвиговая симметрия, т.е. для всех внутренних труб пучка одинакова геометрия соответствующих им типовых ячеек. Эта симметрия может обеспечить аналогичную симметрию в гидродинамических связях. В этом случае все внутренние трубы пучка находятся в одинаковых условиях обтекания и, следовательно, одинакова будет гидродинамическая связь во всех типовых ячейках пучка; 3) для больших пучков с регулярной компоновкой поперечного сечения достаточно проводить исследования вибраций труб на модельном пучке с геометрически подобной типовой ячейкой, состоящем из меньшего числа труб.

Нижняя трубная доска	α_{01}	α ₀₂	α ₀₃	α_{04}	α_{05}	α_{06}	α_{07}	α_{08}	α ₀₉	Верхняя трубная доска	Тип
0	0.3			1.1		1.9			2.7	3.0	1
0			0.8				2.2			3.0	2
0		0.6			1.6			2.4		3.0	3
0	0.3	0.6	0.8	1.1	1.6	1.9	2.2	2.4	2.7	3.0	1-3

Таблица 1.



Рис. 3. Зависимость СКЗ ускорений от скорости потока: + - CK3 от суммарных ускорений, M/c^2 ; $\bullet - мак-симальное значение суммарных ускорений, <math>M/c^2$.



Рис. 4. Временная реализация виброускорений и частотный состав.

Учитывая конструкцию трубных пучков (шахматное расположение труб) ПГ, численные эксперименты проводились для ячеек пучка, включающих в себя семь соседних труб. При этом для полученных результатов сравнение и анализ их проводится только для центральной трубы фрагмента пучка. В табл. 1 приведены данные по расположению промежуточных опор по длине труб. Расчеты проведены для различных вариантов расположения промежуточных опор.

Принятые значения расположения ДР (значения приведены в метрах).

На основании полученных данных были построены графики (рис. 3), иллюстрирующие изменения исследуемых параметров вынужденных колебаний трубы от скорости потока.



Рис. 5. Зависимости контактных усилий от межтрубных скоростей для трех типов дистанционирования.



Рис. 6. СКЗ перемещений для различных вариантов расположения опор.

Для центрального сечения первой трубы (первый расчетный номер трубы фрагмента пучка соответствует его центральной трубе) зависимости амплитудных значений ускорения от времени (сверху) и их частотный состав (снизу) представлены в графическом формате на рис. 4.

Реализация нашей математической модели вибраций трубных пучков в потоке теплоносителя позволяет определить параметры динамического контакта (контактные усилия) в сопряжении теплообменной трубы и дистанционирующей решетки. Данные параметры являются определяющими для определения величин виброизноса, используя их и данные по вибрациям труб, можно провести оптимизацию конструкционных параметров ПГ. Как пример, на рис. 5 представлена зависимость контактных усилий для трех типов (табл. 1) расположения опор в зависимости от скорости потока.

Изучению влияния конструкционных параметров (схемы расстановки промежуточных опор и зазоров в них) с целью повышения вибронадежности данного класса систем уделялось большое внимание.

В качестве примера влияние на виброактивность труб пучка схемы расстановки ДР показано на рис. 6. Для труб с расстановкой ДР по типу 2 (табл. 1) введена еще дополнительная опора при L = 0.64 м (рис. 6, позиция 3).

Данная математическая модель вибраций трубных пучков позволяет на стадии проектирования теплообменных аппаратов исследовать зависимость данных вибраций их труб от конструкционных параметров (величины зазоров в промежуточных опорах, количество опор и их расстановку по длине труб) и эксплуатационных характеристик (скорость потока теплоносителя). Рис. 6 наглядно показывает, как расстановкой опор можно существенно снизить виброактивность труб. Проведя достаточное количество численных экспериментов, можно для конкретного пучка подобрать оптимальные конструкционные и эксплуатационные характеристики.

Используя методы многопараметрической оптимизации и получаемые при расчете параметры вибраций и контактных усилий в ДР, можно определить наиболее рациональные конструкционные параметры для парогенераторов, исходя из их вибронадежности.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Махутов Н.А., Каплунов С.М., Прусс Л.В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования. Л., Судостроение, 1985. 300 с.
- 2. *Chen S.S.* A Mathematical model for cross-flow-induced vibration of tube rows. Trans ASME, J. of Engng. for Industry. 1977. V. 99. № 2. P. 415.
- 3. *Fesenko T.N., Fursov V.G.* Forced oscillation of tube bundles in liguid cross-flow. Vibration problems ICOVP 2005. P. 205.
- 4. *Блевинс Р.Д.* Гидроупругие вихревые колебания одиночных рядов и пучков труб // Теоретические основы инженерных расчетов. Сер. Д, 1977. Т. 99. № 3. С. 109.
- 5. Фесенко С.С. Определение силовых параметров взаимодействия трубки с ограничителем. "ВИНИТИ". № 4712-82 Деп.
- 6. Каплунов С.М., Фесенко Т.Н., Корецкий С.А. Нелинейные колебания трубных пучков при поперечном потоке теплоносителя // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 5. С. 3.